

Ю.П.АНАЦКИЙ, науч.сотр., НТУ «ХПИ»;
Ю.А.ЗЕНКЕВИЧ, асп., НТУ «ХПИ»;
В.В.ОВЧАРЕНКО, канд.техн.наук, доц., НТУ «ХПИ»;
Э.А.СИМСОН, докт.техн.наук, проф., НТУ «ХПИ»;
М.В.ТРОХМАН, асп., НТУ «ХПИ»

ОПТИМИЗАЦИЯ ОБРАЗУЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ РОЛИКА ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ

Було проведено оптимізацію твірної поверхні тіла кочення роликового підшипника. Попередньо аналітично отримано розподіл навантаження, що дозволило значно спростити розрахункову модель.

The optimization calculation of rolling body's formative surface of the roller bearing was solved. For this purpose preliminary there was the analytically got partition of load.

Введение. Современные тенденции в транспортном машиностроении свидетельствуют о постоянном стремлении к росту долговечности узлов, в том числе подшипниковых узлов железнодорожного вагонного состава и локомотивов. Они сводятся к постоянному усовершенствованию традиционных буксовых подшипников качения и их комбинаций для увеличения срока службы и снижения материалоемкости. Проектирования таких узлов требует решения контактной задачи расчета механических напряжений.

1. Предоптимизационный анализ. Для расчета распределения нагрузки использовано условие равновесия внешнего кольца:

$$F_r = (F_0 + \sum_{j=1}^z (2 F_j \cos(j\gamma)) \cos(\beta) ,$$

где z – половина тел качения в нагруженной зоне.

Смещение внешнего кольца относительно внутреннего, обусловленное контактными деформациями в местах касания тел качения и беговых дорожек колец:

$$\delta_j = \delta_0 \cos(j\gamma) ,$$

Величина деформации при отсутствии смазочного материала в зоне контакта:

$$\delta_j = c_T F_j ,$$

c_T — коэффициент пропорциональности.

$$\frac{F_j}{F_0} = \frac{\delta_j}{\delta_0} , F_j = \frac{F_0 \delta_j}{\delta_0} = F_0 \frac{\delta_0 \cos(j\gamma)}{\delta_0} = F_0 \cos(j\gamma) ;$$

$$F_r = F_0 (1 + 2 \sum_{j=1}^z \cos^2(j\gamma)) \cos(\beta) ;$$

$$F_0 = \frac{F_r}{(1 + 2 \sum_{j=1}^z \cos^2(j\gamma)) \cos(\beta)} \cdot$$

Получены аналитические соотношения распределения нагрузки по роликам, схематично представленные на рис. 1.

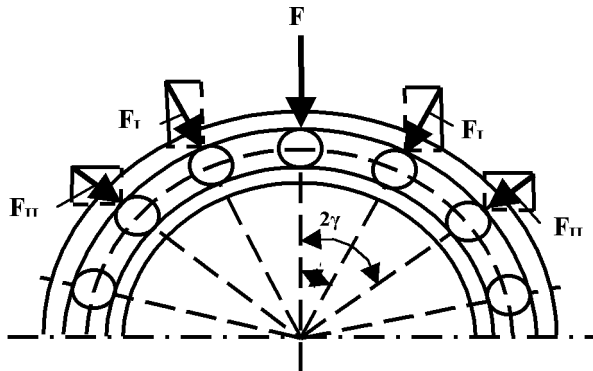


Рисунок 1 – Распределения нагрузки между телами качения

2. Численное решение. С учетом полученных выше результатов и осесимметричности построены трехмерные геометрическая (рис. 2) и конечно-элементная модели (рис. 3) сектора подшипника с телом качения. В качестве конечного элемента использован трехмерный квадратичный конечный элемент с двадцатью узлами.

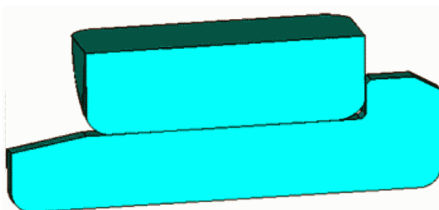


Рисунок 2 – Геометрическая модель сектора роликового подшипника с внутренним кольцом

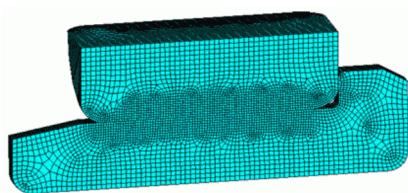
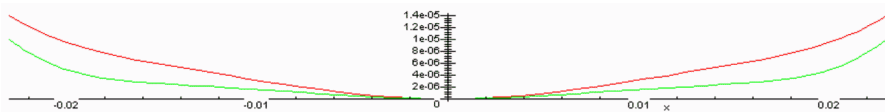


Рисунок 3 – Конечно-элементная модель сектора роликового подшипника с внутренним кольцом

Проведен оптимизационного расчет для получения оптимальных (по критерию минимизации максимальных контактных напряжений) профилей боковой поверхности ролика для строго цилиндрической и выпуклой дорожек качения (рис. 4).

Распределение нормальных напряжений σ_y на внутреннем кольце при оптимизированной образующей ролика см. на рис. 5.



— цилиндрическая дорожка, — выпуклая дорожка
Рисунок 4 – Цилиндрическая и выпуклая дорожки качения

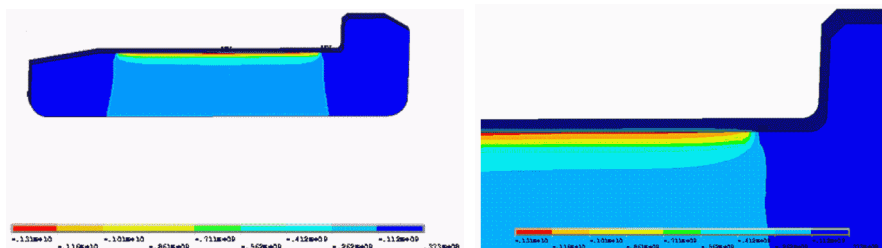


Рисунок 5 – Распределение нормальных напряжений на внутреннем кольце

В результате дальнейшего анализа и контактов с ВНИИЖТ было выявлено, что количество отказов (выходов из строя) для внешних колец больше чем для внутренних. Такой факт может быть обусловлен тем, что число «соударений» за единицу времени внешнего и внутреннего кольца с роликами в зоне нагружения существенно различаются. Соответственно расчетная модель была перестроена для внешнего кольца (рис. 6-7).



Рисунок 6 – Геометрическая модель сектора роликового подшипника с внешним кольцом

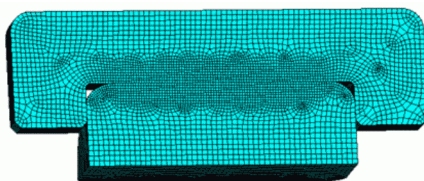


Рисунок 7 – Конечно-элементная модель сектора роликового подшипника с внешним кольцом

Результаты проведены на рис. 8.

Результат оптимизации профиля боковой поверхности ролика показал, что оптимизированные профили для моделей с внутренним и внешним кольцом практически не отличаются (рис. 9).

Выводы:

- 1 Аналитически получено распределение нагрузки между телами качения.
- 2 Построены геометрическая и конечно-элементная модели сектора

- контактного узла (с внешним и внутренним кольцом).
- 3 Решена контактная задача.
- 4 Проведена оптимизация образующих поверхности ролика и дорожки качения по критерию минимизации контактных напряжений.

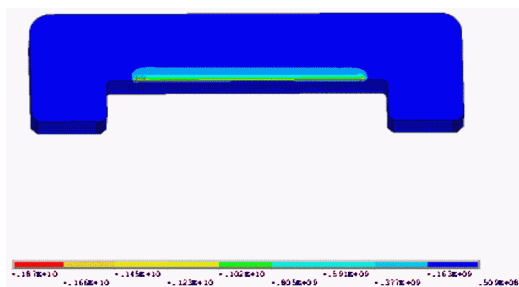
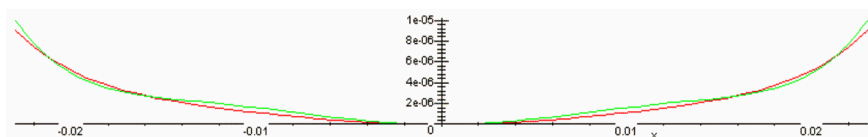


Рисунок 8 – Распределение нормальных напряжений на внешнем кольце



— модель с внутренним кольцом, — модель с внешним кольцом

Рисунок 9 – Оптимизированные профили для моделей с внутренним и внешним кольцом

Результаты решения в такой постановке получены впервые. Новая модель по своим характеристикам превосходит аналоги и предназначена для промышленного применения.

Список литературы: 1. ГОСТ 25.504-82. Расчет и испытание на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. 2. *Перель Л.Я., Филатов А.А.* Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник 2-е изд., перераб.и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 608 с. 3. *Леликов О.П.* Валы и опоры с подшипниками качения. Конструирование и расчет: Справочник. – М.: Машиностроение, 2006. – 640 с. 4. *Kotzalas M.*, Power transmissions component failure and rolling contact fatigue progression. – Pennsylvania State Univ. 1999. 5. *Mitchel J.* Machinery analysis and monitoring. – Penn Well, Tulsa, 1981.

Поступила в редакцию 10.04.2009.